

间接空冷散热器空冷塔流动和传热的数值研究

石磊¹, 石诚², 余喆³, 张健³

(1. 北京交通大学土建学院, 北京 100044; 2. 中国电力工程顾问集团公司, 北京 100011;
3. 双良节能系统股份有限公司, 江苏 江阴 214444)

摘 要: 依托实际工程项目, 利用计算传热学(NHT)软件 FLUENT, 对自然通风状态下, 某 600 MW 机组表面式间接空冷散热器空冷塔的流动和换热性能进行了数值模拟、分析和研究。确定了考核工况基准下, 不同环境风速对空冷塔通风量和间接空冷散热器散热量的影响。模拟结果显示, 随着环境风速的增加, 空冷塔通风量和间接空冷散热器散热量减小。它为间接空冷系统的优化设计提供理论依据。

关键词: 间接空冷散热器; 空冷塔; 自然通风; 数值模拟; 优化设计

中图分类号: TK264.1

文献标志码: A

文章编号: 1006-7930(2011)04-0535-06

空冷是“富煤缺水”地区火电厂的主要冷却方式, 分为直接空冷和间接空冷。间接空冷系统主要由凝汽器、空冷塔和散热器构成。凝汽器分为表面式或混合式。空冷塔分为钢筋混凝土塔或钢结构外覆铝板塔, 国内多采用钢筋混凝土双曲线型空冷塔。散热器分为钢制或铝制, 可以在空冷塔内水平布置或在空冷塔外垂直布置。上述设备和构筑物的排列组合, 便组成了各种形式的间接空冷系统。通常, 采用表面式凝汽器+钢管钢翅片散热器塔内水平的间接空冷系统, 称为哈蒙式间接空冷。采用混合式凝汽器+铝管铝翅片塔外垂直布置的间接空冷系统, 称为海勒式间接空冷^[1]。2007 年, 北京国电华北电力工程有限公司申请了“SCAL 间接空冷系统”发明专利, 即表面式凝汽器+铝管铝翅片塔外垂直布置的间接空冷系统^[2]。

间接空冷系统设计的优劣直接关系到投产后火电厂的安全运行和经济效益。空冷系统的一个关键问题是夏季安全渡夏和保证汽轮机满发。空冷散热器性能受环境影响较大, 为评估环境风对空冷系统运行效果的影响, 业主一般要求供货厂商提供各季节不同风向、风速对间接空冷塔散热性能的影响。翟志强^[3]对塔内水平布置散热器的空冷塔进行了模型实验研究。赵振国^[4]对大同二电厂 200 MW 机组塔外垂直布置散热器的空冷塔进行了模型实验研究。陈晓忠^[5]讨论了采用理论分析、模型实验、现场实验和数值实验研究空冷塔空气动力场的可行性, 并采用有限元法研究了丰镇电厂 200 MW 机组空冷塔。张晓东^[6-7]采用 PHOENICS 软件对内蒙丰镇电厂 200 MW 机组海勒式空冷系统进行了数值模拟。孙彬彬^[8]采用 FLUENT 软件对某 200 MW 机组空冷塔进行了数值研究。由于国内已往建成投产的间接空冷项目屈指可数, 且近年来, 间接空冷系统形式和单机容量、散热器类型和性能以及模拟软件都有很大的变化和发展^[9], 上述研究存在一定的局限性。

本文拟对某电厂 600 MW 机组“SCAL 间接空冷系统”的表面式间接空冷散热器空冷塔流动和传热情况进行数值研究。

1 物理模型

根据技术协议, 汽轮机排汽冷却系统采用 SCAL 间接空冷系统——表面式凝汽器和铝管铝翅片间接空冷散热器在空冷塔四周垂直布置方式。

*收稿日期: 2010-12-30 修改稿日期: 2011-05-12

基金项目: 江苏省科技成果转化专项基金资助项目(BA2009023)

作者简介: 石磊(1973-), 男, 河南信阳市人, 工学博士, 高级工程师, 主要从事空冷系统模拟和优化研究。

1.1 SCAL 间接空冷系统工作原理

SCAL 间接空冷系统工作原理,如图 1 所示. 循环冷却水进入表面式凝汽器的水侧,通过金属表面换热,冷却凝汽器汽侧的汽轮机排汽;受热后的冷却水由循环冷却水泵送至间接空冷塔,通过铝制空冷散热器与空气进行换热,冷却水被空气冷却后再返回表面式凝汽器冷却汽轮机排汽. 间接空冷的冷却水系统是一个闭式循环.

1.2 间接空冷系统性能保证

某发电厂位于北纬 $35^{\circ}28'30''$,东经 $112^{\circ}33'45''$ 山西省晋城市阳城县. 地面标高在 664.0~700.0 m 之间(黄海高程),自然地面坡度在 4%~6% 之间. 根据气象站站的资料,多年年平均气压为 94.07 kPa,多年平均相对湿度为 62%,空气密度约 1.07 kg/m^3 ,多年年平均风速为 1.9 m/s. 根据技术协议,间接空冷系统的性能保证,即考核工况为:当大气温度为 30.0°C ,空冷塔 10 m 标高处的平均风速不大于 4 m/s 时,每台汽轮机组 TRL 工况排汽流量为 364.71 kg/s,排汽焓 2520.4 kJ/kg ,空冷塔的散热量为 813.87 MW,每台汽轮机组循环水量为 $17.78 \text{ m}^3/\text{s}$ 时,空冷塔循环水的出水温度不大于 53.63°C ;空冷塔出口风量约 34 240 kg/s.

1.3 间接空冷散热器和空冷塔基本参数

不同的间接空冷系统,空冷散热器的基本换热元件和布置形式有所不同. 目前,匈牙利亿吉埃(EGD)公司和江苏双良空调设备股份公司分别开发出了最先进的 $\Phi 25 \text{ mm}$ 四排管双流程铝管铝翅片散热器^[10-11]. 本项目间接空冷散热器基本换热元件采用第 5 代海勒-福哥(Heller-Forgo)型圆形铝管铝翅片散热器,如图 2a 所示,翅片片管径 $\Phi 18 \text{ mm}$. 由 6 排单流程铝管铝翅片组成的散热器各部件,如管束、冷却元件、冷却柱和冷却三角,如图 2b. 每 2 个冷却柱和百叶窗组成 1 个冷却三角,冷却柱之间的夹角约为 49.08° . 由散热器、分配管、上下联箱、支撑钢构架等组成的间接空冷散热器在空冷塔外垂直布置. 塔外散热器冷却三角共 176 个,分为多个冷却段,每个冷却段分别设独立的进水管和排水管. 散热器管内为循环冷却水,空气外掠多排散热器翅片管时,通过金属壁面与循环冷却水进行换热. 间接空冷散热器总散热面积约为 $1.6 \times 10^6 \text{ m}^2$. 考核工况下,间接空冷散热器迎风面风速约为 1.7 m/s,平均传热系数约为 $40 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$. 根据文献[12],得到管内不同水流速度下,间接空冷散热器空气侧阻力和传热系数随

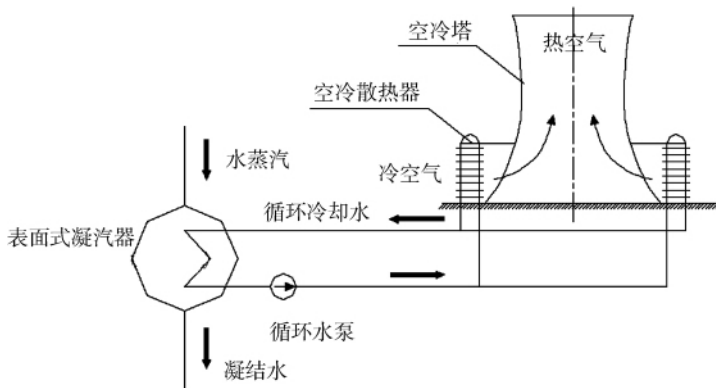
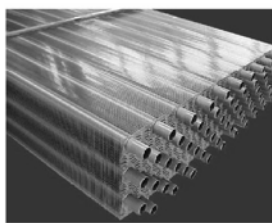
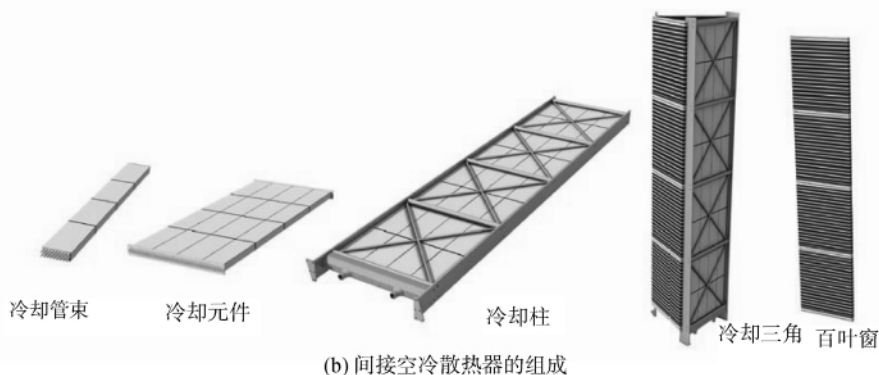


图 1 表面式间接空冷系统工作原理图

Fig. 1 Schematic representation of operation principle of surface indirect air cooled system



(a) 散热器基本换热元件



(b) 间接空冷散热器的组成

图 2 基本换热元件及表面式间接空冷散热器的组成

Fig. 2 Basic heat exchange elements of surface indirect air cooled radiator

迎面风速的变化曲线。

间接空冷塔总高度为 150 m, 相对于地面, 空冷塔各标高处的直径, 参见表 1。空冷散热器在空冷塔外垂直布置, 散热器进风口顶部标高为 26 m, 散热器高度为 22 m, 散热器上部距进风口顶部, 下部距地面均为 2 m。散热器进风处安装有百叶窗, 可通过执行器调整百叶窗开度。由于不同高度, 冷却塔的壳体壁厚是不同的。模拟中, 空冷塔的壳体壁厚取为 200 mm。

表 1 空冷塔各标高(相对于地面)处的直径

Tab. 1 Elevation (relative to the ground) and diameter at different height of the cooling tower

项目	地面处	进风口顶部	喉部	出口
标高/m	0	26	120	150
直径/m	144	120	84	87

2 数值模型及边界条件

描述空冷塔内外空气流动和换热的连续性方程、动量方程、能量方程, 以及描述空冷塔钢筋混凝土壁面导热的导热微分方程可以统一写成以下通用形式^[13]:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\vec{U}\phi) = \text{div}(\Gamma_{\phi}\text{grad}\phi) + S_{\phi} \quad (1)$$

式中: ρ 为密度, kg/m^3 ; t 为时间, s ; ϕ 为通用变量, 可以代表 u, v, w, T 等求解变量; Γ_{ϕ} 为广义扩散系数; S_{ϕ} 为广义源项; \vec{U} 为速度矢量, m/s 。

动量方程采用标准 $k-\epsilon$ 双方程湍流模型, 并考虑由于温度变化而导致的空气密度的变化和浮升力的影响。

根据物理模型和数学模型, 确定间接空冷塔的稳态数值模型。以空冷塔的中心线为轴, 垂直向上方向为 Z 轴正方向。 Z 轴与地面(XY 平面)的交点为原点, 即计算区域的中心。整个计算区域的范围为 $(-350, -250, 0) \sim (350, 250, 500)\text{m}$ 。数值模拟计算机为 HP 工作站 Z800, 8 核心, 3.6 GHz 主频, 32 G 内存。为了节约计算时间, 采用的分块非均匀网格进行区域离散。空冷塔内部网格划分较细, 周围空间网格划分较粗。为了满足计算精度和时间要求, 确保网格质量, 通过采用不同的网格数目进行模拟计算, 检验计算结果的网格无关性。最终确定的总网格数为 6 486 266。控制微分方程的离散化采用有限容积法。地面为固体壁面边界条件。作为外部影响因素, 环境风速采用速度入口边界条件, 编写用户自定义函数(UDF)程序。计算区域的其他边界取为压力出口。间接空冷散热器的几何结构十分复杂。若按照实际情况建模, 必将导致计算工作量巨大, 计算资源不足, 难以进行精确计算。因此, 间接空冷散热器采用 FLUENT 散热器模型模拟阻力和传热性能。为了使所研究的问题得到简化, 未考虑空冷塔 X 型柱、塔内高位膨胀水箱、系统管线、照明等辅助设备。

3 结果及分析

当 4 m/s 环境风速下(X 轴正方向来风), 空冷散热器达到考核工况散热量作为设计基准(benchmark)。空气的静压云图和速度-温度矢量图, 如图 3 所示。空冷塔的迎风面压力升高, 而背风面上部压力明显降低。环境风对空冷塔顶部迎风侧的出流产生了抑制作用。空冷塔塔内迎风面和背风面都出现了一定的回流现象, 空冷塔塔内背风侧回流区空气温度高于其迎风侧。

空冷塔迎风侧, 空气的平均流速升高, 换热量增加, 散热器表面温度较低。背风面侧, 散热器仍能借助空冷塔的抽力换热, 但由于受到塔内横向气流的抑制作用, 进风量有所减小, 散热器表面温度较高。间接空冷塔两侧散热器表面温度介于迎风面和背风面散热器表面温度之间, 如图 4 所示。

在模拟工况下, 空冷散热器换热量和空冷塔通风量分别为考核工况的 100.48 % 和 100.42 %。模拟结果表明, 数值模型是正确、可信的。不同环境风速下, 空冷散热器的散热量和空冷塔的通风量参见表 2。由表可见, 随着环境风速的增加, 空冷散热器的散热量和空冷塔通风量不断减小。与考核工况相比,

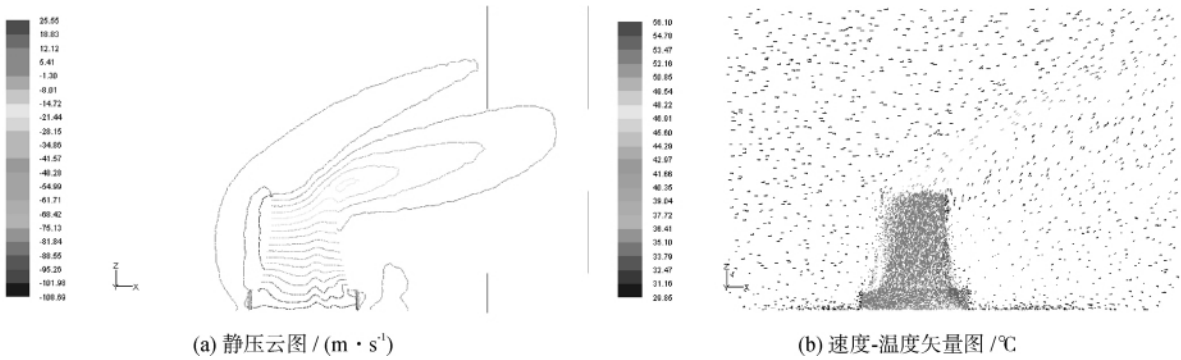


图 3 4 m/s 环境风速下 Y=0 剖面空气的静压云图和速度-温度矢量图

Fig. 3 Contour of air velocity magnitude and air temperature of Y=0 section under 4m/s wind speed

9 m/s环境风速下,散热器换热量减少约 14.72%,空冷塔通风量减少约 18.31%.

当空冷塔尺寸不变,而采用某公司 Φ25 mm 双流程 4 排管铝管铝翅片散热器时,不同环境风速下空冷散热器的散热量和空冷塔的通风量,参见表 3. 与福哥 5 代 6 排管散热器相比,4 排管铝管铝翅片的传热系数高、阻力小,整体热工性能优良. 在 4m/s 环境风速下,间接空冷散热器的换热量和空冷塔通风量分别为考核工况的 111.18 %和 113.98 %. 与表 2 相比,不同环境风速下,间接空冷散热器抵抗大风的能力有所提高. 9 m/s 环境风速下,散热器换热量和空冷塔通风量分别提高 2.18 %和 5.04 %.

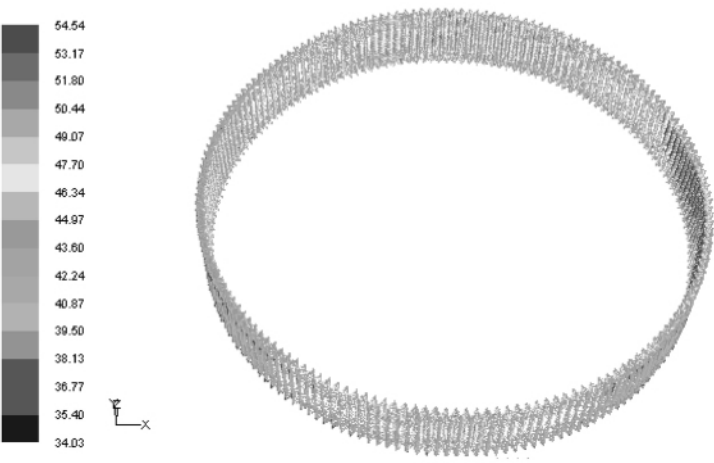


图 4 散热器温度云图

Fig. 4 Contour of radiator temperature under 4m/s wind speed

表 2 不同环境风速下空冷散热器的散热量和通风量

Tab. 2 Heat rejection and air flow rate of air-cooled radiator under different environmental wind speed

环境风速/(m·s ⁻¹)	换热量 Q _i /MW	Q _i /Q ₀ /%	空冷塔通风量 m _i /(kg·s ⁻¹)	m _i /m ₀ /%
4	817.78	100.48	34 383.55	100.42
5	801.89	98.53	33 170.37	96.88
6	783.27	96.24	32 145.22	93.88
7	763.80	93.85	31 154.09	90.99
8	726.76	89.30	29 379.68	85.81
9	694.07	85.28	27 971.95	81.69

表 3 不同环境风速下空冷散热器的散热量和通风量

Tab. 3 Heat rejection and air flow rate of air-cooled radiator under different environmental wind speed

环境风速/(m·s ⁻¹)	换热量 Q _i /MW	Q _i /Q ₀ /%	空冷塔通风量 m _i /(kg·s ⁻¹)	m _i /m ₀ /%
4	904.87	111.18	39 025.26	113.98
5	881.60	108.32	33 170.37	96.88
6	845.20	103.85	35 308.48	103.12
7	811.67	99.73	33 601.23	98.13
8	778.84	95.70	32 342.47	94.46
9	712.09	87.46	29 697.76	86.73

数值模拟是在来流稳定,稳态传热情况下的计算结果,与实际情况存在一定差异.自然状态下,一定环境风速范围内,风向具有随机性的特点.某方向上的来流状态参数难以持续和稳定.另外,实际运行时,还可进行散热器百叶窗的调节.数值计算结果还需要风洞试验和现场实测数据的验证^[14].

4 结束语

对在空冷塔外垂直布置的表面式铝制间接空冷散热器流动和换热性能进行了数值研究.

1)当4 m/s环境风速下,间接空冷散热器达到考核工况下的设计要求,对不同环境风速下空冷散热器的性能进行了数值研究.模拟结果显示:随着环境风速的增加,空冷散热器的散热量和空冷塔的通风量不断减少.6 m/s环境风速下,空冷散热器的换热量为设计工况下换热量的96.24%;9 m/s环境风速下,空冷散热器的换热量为设计工况下换热量的85.28%.

2)当空冷塔尺寸不变,采用新型4排管双流程铝管铝翅片散热器时,对不同环境风速下空冷散热器和空冷塔的性能进行了数值研究.模拟结果显示:与考核工况相比,散热器抵抗环境大风的能力有所提高.

数值模拟结果还需进一步地实验验证和工程检验.

参考文献 References

- [1] 丁尔谋. 发电厂空冷技术[M]. 北京: 水利电力出版社, 1992.
DING Er-mou Air cooling technology in power plant[M]. Beijing: Hydro-power Press, 1992.
- [2] 谢滨, 秦建明, 柴靖宇, 等. SCAL间接空冷系统: 中国. 101063595A[P]. 2007-10-31.
XIE Bin, QIN Jian-ming, CHAI Jing-yu, et al. SCAL indirect air cooling system. CN,101063595A[P]. 2007-10-31.
- [3] 翟志强, 朱克勤, 符松. 横向风对自然通风干式冷却塔空气流场影响的模型实验研究[J]. 实验力学, 1997, 12(2): 306-311.
ZHAI Zhi-qiang, ZHU Ke-qin, FU Song. Model experiment for the influence of cross-wind on the air flow field in natural draft dry-cooling tower[J]. Journal of Experimental Mechanics, 1997, 12(2): 306-311.
- [4] 赵振国, 石金玲, 魏庆鼎, 等. 自然风对空冷塔的不利影响及其改善措施[J]. 应用科学学报, 1998, 16(1): 112-120.
ZHAO Zhen-guo, SHI Jin-ling, WEI Qing-ding, et al. The engineering improvement for weakening the bad effect of natural wind on the dry cooling towers[J]. Journal of Applied Sciences, 1998, 16(1): 112-120.
- [5] 陈晓忠. 采用有限元法建立丰镇电厂3号空冷塔外空气动力场模型[J]. 中国电力, 1996, 29(2): 10-12.
CHEN Xiao-zhong. To set up exterior aerodynamic field model of No. 3 dry cooling tower in fengzhen thermal power[J]. China Power, 1996, 29(2): 10-12.
- [6] 张晓东, 郑永刚, 王清照. 空冷塔内外流场的数值分析[J]. 热能动力工程, 2000, 15(1): 52-54.
ZHANG Xiao-dong, ZHENG Yong-gang, WANG Qing-zhao. Numerical analysis of the inner and outer flow field of an air-cooling tower[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, 2000, 15(1): 52-54.
- [7] 张晓东, 王清照. 侧风对自然通风空冷塔冷却性能的影响[J]. 中国电力, 1999, 32(6): 34-36.
ZHANG Xiao-dong, WANG Qing-zhao. Impact of side wind on the cooling performance of natural draft air cooling tower[J]. China Power, 1999, 32(6): 34-36.
- [8] 孙彬彬, 孙晓燕, 徐志明. 空冷塔传热特性的数值模拟[J]. 东北电力大学学报: 自然科学版, 2006, 26(1): 81-85.
SUN Bin-bin, SUN Xiao-yan, XU Zhi-ming. Numerical simulation for heat transfer character of an air cooling tower[J]. Journal of Northeast Dianli University: Natural Science Edition, 2006, 26(1): 81-85.
- [9] 石磊, 石诚, 李少宁, 等. 表面式间接空冷散热器换热特性的数值研究[J]. 动力工程, 2009, 29(5): 472-475.
SHI Lei, SHI Cheng, LI Shao-ning, et al. Numerical research on heat transfer characteristics of surface indirect air cooled radiator under natural draft[J]. Power Engineering, 2009, 29(5): 472-475.

- [10] Zsolt Forray. 先进的福哥式热交换器——最新的发展[C]// 全国空冷机组技术交流研讨会论文集. 北京: 中国电力企业联合会, 宁夏银川; 2009.
Zsolt Forray. Advanced forgo heat exchanger-the latest progress[C]// Proceedings of technical proseminar of China air cooling unit. Beijing: China Electricity Council, Yinchuan, Ningxia, 2009.
- [11] 江苏双良空调设备股份有限公司. 4 排铝管铝翅片间冷换热元件传热及阻力性能试验研究报告[R]. 西安: 西安热工研究院有限公司, 2010-06.
Jiangsu shuangliang air conditioning equipment Co., Ltd. Experimental report on heat transfer and resistance of 4 row aluminum tube and fins of indirect air cooling element[R]. Xi'an: Xi'an Thermal Power Research Institute, 2010-06.
- [12] 西北电力设计院. 电力工程水务设计手册[M]. 北京: 中国电力出版社, 2005: 795-800.
Northwest electric power and design institute. Water supply design handbook of electric engineering[M]. Beijing: China Electric Power Press, 2005: 795-800.
- [13] 陶文铨. 数值传热学 [M]. 第 2 版. 西安: 西安交通大学出版社, 2001: 1-5.
TAO Wen-quan. Numerical heat transfer[M]. 2nd ed. Xi'an: Xi'an jiaotong university press, 2001: 1-5.
- [14] 姚泽良, 白国良, 李晓文, 等. 大型火电厂空冷凝汽器支架结构风洞数值模拟[J]. 西安建筑科技大学学报: 自然科学版, 2009, 41(6): 834-840.
YAO Ze-liang, BAI Guo-liang, LI Xiao-wen, et al. Wind tunnel numerical simulation on air cooled support structure in large thermal power plants[J]. J. Xi'an Univ. of Arch. & Tech.; Natural Science Edition, 2009, 41(6): 834-840.

Numerical research on flow and heat transfer characteristics of air cooling tower with surface indirect air cooled radiator

SHI Lei¹, SHI Cheng², YU Zhe³, ZHANG Jian³

(1. Beijing Jiaotong University, School of Civil Engineering, Beijing 100044, China;

2. China Power Engineering Consulting Group Corporation, Beijing 100011, China;

3. Shuang liang Eco-energy system Co., LTD, Jiangsu Jiangyin 214444, China)

Abstract: Based on an actual project and using the numerical heat transfer (NHT) software called FLUENT, the flow and thermal characteristics of air cooling tower using indirect air cooled radiator under natural draft for a 600 MW unit is simulated and analyzed. Under performance assessment condition, the influence of different wind speed on the air flow rate and heat transfer rate of indirect air cooled radiator in the dry cooling tower are determined. The simulation results show as the environmental wind speeds grows, the natural draft rate of the tower and heat transfer rate of air cooled radiator are reduced. It offers a theoretic foundation for the optimal design of indirect air cooling system.

Key words: indirect air cooled radiator; air cooling tower; natural draft; numeral simulation; optimal design

*Biography: SHI Lei, Doctor, Senior engineer. Beijing 100044, P. R. China, Tel: 0086-13693566481, Email: lshi@bjtu.edu.cn